

明 細 書

冷凍装置

技術分野

[0001] 本発明は、高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上に設定された冷凍サイクルを行う冷凍装置に関するものである。

背景技術

[0002] 従来より、閉回路である冷媒回路で冷媒を循環させて冷凍サイクルを行う冷凍装置が知られており、空調機等として広く利用されている。この種の冷凍装置としては、例えば特許文献1に開示されているように、冷凍サイクルの高圧を冷媒の臨界圧力よりも高く設定したものが知られている。この冷凍装置は、冷媒の膨張機構として膨張機を備えている。そして、この膨張機と圧縮機を軸によって連結し、膨張機で得られた動力を圧縮機の駆動に利用してCOP(成績係数)の向上を図っている。

特許文献1: 特開2001-107881号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0003] 膨張機を備える上記冷凍装置を設計する際には、膨張機の仕様を決めなければならない。特に、容積型流体機械のうち閉空間となった流体室の容積が変化する形式のものを膨張機として用いる場合には、流体室が流入側から遮断された直後(即ち流体室内で流体の膨張の開始時点)における流体室の容積と、流体室が流出側に連通する直前(即ち流体室内で流体の膨張の終了時点)における流体室の容積を決める必要がある。これらの値を決めるには、膨張機の入口と出口における冷媒の状態を設定する必要がある。また、膨張機と圧縮機が軸などで連結されていて両者の回転速度比が固定される場合は、圧縮機の容量も考慮する必要がある。

[0004] ここで、冷凍装置に要求される能力が決まると、それに応じて圧縮機の容量の設計値を設定できる。また、冷凍装置の用途が決まると、冷媒が放熱する対象(放熱対象)と冷媒が吸熱する対象(吸熱対象)とを想定できる。例えば、冷凍装置によって空調機を構成する場合、冷房運転中であれば、放熱対象が室外空気となって吸熱対象

が室内空気となる。

[0005] 図11のモリエル線図(圧力-エンタルピ線図)に示すように、放熱対象の温度条件が決まると、それに応じて冷媒の蒸発温度 T_1 が設定されることから、冷凍サイクルの低圧圧力 P_L の設計値が決まる。ところが、冷凍サイクルの高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上になると、高圧冷媒は放熱しても凝縮しない。従って、放熱対象の温度条件が決まっても、それに応じて設定できるのは放熱後の冷媒温度 T_2 だけである。そして、放熱後の冷媒の状態が温度 T_2 の等温線上の点であることしか決まらないため、冷凍サイクルの高圧圧力の設計値は一義的に定まらない。

[0006] このように、膨張機を備えると共に冷凍サイクルの高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上になる上記冷凍装置については、その用途を決めただけでは冷凍サイクルの高圧圧力の設計値を設定できない。そして、冷凍サイクルの高圧圧力が決まらなければ、膨張機の入口における冷媒の状態(同図の点Xで表される状態)を設定できず、更には膨張機の出口における冷媒の状態(同図の点Yで表される状態)も設定できない。このため、従来の上記冷凍装置では、膨張機の仕様が冷凍装置の使用条件に必ずしも適合せず、膨張機による効率の改善が不十分になるという問題があった。

[0007] 本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、その運転条件に適合した膨張機を備えていて高効率の得られる冷凍装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0008] 第1の発明は、圧縮機(50)と放熱器(16)と膨張機(60)と蒸発器(17)とが接続された冷媒回路(15)を備え、該冷媒回路(15)で冷媒を循環させて高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上となる冷凍サイクルを行う冷凍装置を対象とする。

そして、上記圧縮機(50)と膨張機(60)は、何れも流体室の容積が変化する容積型流体機械で構成されると共に、一方の回転速度に対する他方の回転速度の比が一定となる状態で互いに連結される一方、設計基準となる基準運転条件での冷凍サイクルの低圧圧力と放熱器(16)の出口における冷媒温度をそれぞれ基準低圧と基準冷媒温度とし、上記基準運転状態において冷凍サイクルの成績係数が最高となる冷凍サイクルの高圧圧力を基準高圧とし、上記基準低圧における飽和ガス冷媒の密度

を ρ_1 とし、上記基準高圧及び基準冷媒温度における冷媒の密度を ρ_2 とし、上記基準高圧及び基準冷媒温度の冷媒を上記基準低圧まで断熱膨張させたものの密度を ρ_3 とし、上記圧縮機(50)において流体室が吸入側から遮断された直後における該流体室の容積を v_1 とし、上記圧縮機(50)の回転速度の上記膨張機(60)の回転速度に対する比を r とした場合に、上記膨張機(60)において流体室が流入側から遮断された直後における該流体室の容積 v_2 が $v_2 = \rho_1 \cdot v_1 \cdot r / \rho_2$ となり、上記膨張機(60)において流体室が流出側に連通する直前における該流体室の容積 v_3 が $v_3 = \rho_2 \cdot v_2 / \rho_3$ となるものである。

- [0009] 第2の発明は、上記第1の発明において、冷媒回路(15)では、蒸発器(17)の出口側と圧縮機(50)の吸入側との間にレシーバ(18)が設けられるものである。
- [0010] 第3の発明は、上記第1の発明において、冷媒回路(15)には、放熱器(16)から膨張機(60)へ向かう冷媒と蒸発器(17)から圧縮機(50)へ向かう冷媒とを熱交換させる内部熱交換器(20)が設けられるものである。

[0011] 一作用一

上記第1の発明では、冷凍装置(10)の冷媒回路(15)で冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる。冷媒回路(15)内を循環する冷媒は、圧縮機(50)で圧縮されて超臨界状態となった後に放熱器(16)で放熱し、続いて膨張機(60)で膨張してから蒸発器(17)で吸熱して蒸発し、その後に圧縮機(50)へ吸入されて再び圧縮される。膨張機(60)は圧縮機(50)に連結されており、膨張機(60)で冷媒から回収された動力が圧縮機(50)の駆動に利用される。上記冷凍装置(10)では、圧縮機(50)の回転速度に対する膨張機(60)の回転速度の比が固定されている。例えば、この回転速度の比は、圧縮機(50)と膨張機(60)が1本の軸で直結されてれば「1」となり、減速機を介して連結されていれば減速機の減速比に等しくなる。

- [0012] 上記冷凍装置(10)を設計するに際し、圧縮機(50)において流体室が吸入側から遮断された直後における該流体室の容積 v_1 、即ち圧縮機(50)の吸入容積は、冷凍能力に対する能力の要求値に応じて設定できる。また、冷凍装置(10)の用途が決まれば、その用途で想定される運転条件に基づいて冷凍サイクルの低圧圧力である基準低圧と放熱器(16)の出口における冷媒温度である基準冷媒温度とを設定できるが

、それだけでは冷凍サイクルの高圧圧力を設定できない。一方、冷凍サイクルの低圧圧力と放熱器(16)の出口における冷媒温度が設定されれば、その運転条件での運転試験やシミュレーションを行うことで、その運転条件で成績係数(COP)が最高となる冷凍サイクルの高圧圧力を決めることが可能である。

[0013] そこで、この発明では、冷凍サイクルの低圧圧力が基準低圧となって放熱器(16)の出口における冷媒温度が基準冷媒温度となる基準運転状態において、冷凍サイクルの成績係数が最高となる冷凍サイクルの高圧圧力を基準高圧としている。そして、この冷凍装置(10)における膨張機(60)の仕様は、基準低圧、基準冷媒温度、及び基準高圧と、冷媒回路(15)に充填された冷媒の物性とに基づいて設定される。具体的には、膨張機(60)において流体室が流入側から遮断された直後(即ち流体室内で冷媒の膨張が開始される直前)における該流体室の容積 v_2 と、膨張機(60)において流体室が流出側に連通する直前(即ち流体室内で冷媒の膨張が終了した直後)における該流体室の容積 v_3 とが、上述した基準高圧等に基づいて設定される。

[0014] 上記第2の発明では、冷媒回路(15)にレシーバ(18)が設けられる。レシーバ(18)の内部には、冷媒回路(15)に充填された冷媒の一部が液冷媒の状態で貯留される。レシーバ(18)内の液冷媒の量が増減すると、それに伴って冷媒回路(15)内を循環する冷媒量が変化する。レシーバ(18)は、蒸発器(17)の出口側と圧縮機(50)の吸入側との間に設置される。この冷媒回路(15)では、蒸発器(17)から流出した冷媒がレシーバ(18)へ導入され、レシーバ(18)内の冷媒が圧縮機(50)へ吸入される。レシーバ(18)内には液冷媒が存在しているため、圧縮機(50)へ吸入されるレシーバ(18)内の冷媒は、飽和状態となっている。

[0015] 上記第3の発明では、冷媒回路(15)に内部熱交換器(20)が設けられる。内部熱交換器(20)では、放熱器(16)から膨張機(60)へ向かう冷媒が蒸発器(17)から圧縮機(50)へ向かう冷媒と熱交換して冷却される。膨張機(60)へ流入する冷媒は、内部熱交換器(20)で冷却されることによって、そのエンタルピが低下する。それに伴い、膨張機(60)から蒸発器(17)へ送られる冷媒のエンタルピも低下する。

発明の効果

[0016] 本発明では、冷凍サイクルの低圧圧力(基準低圧)と放熱器(16)の出口における冷

媒温度(基準冷媒温度)とが一定の条件下では成績係数(COP)が最高となる冷凍サイクルの高圧圧力(基準高圧)が一義的に決まるという上記冷凍装置(10)の特性に着目し、この特性を利用して仕様が決定された膨張機(60)を該冷凍装置(10)に設けている。従って、本発明によれば、冷凍装置(10)の使用条件に適合した仕様の膨張機(60)を用いることができ、膨張機(60)で冷媒から確実に動力を回収して冷凍装置(10)の成績係数を高めることが可能となる。

[0017] 上記第2の発明では、蒸発器(17)から流出した冷媒をレシーバ(18)へ導入し、圧縮機(50)がレシーバ(18)から冷媒を吸入する構成としている。このため、蒸発器(17)から流出する冷媒が過熱状態となる運転状態であっても、圧縮機(50)はレシーバ(18)内の飽和状態の冷媒を吸入することになる。従って、この発明によれば、圧縮機(50)が吸入する冷媒の状態を冷凍装置(10)の設計時に想定した状態と一致させることができ、冷凍装置(10)での冷凍サイクルを安定化させることができる。

[0018] 上記第3の発明では、冷媒回路(15)に内部熱交換器(20)を設けて膨張機(60)へ流入する冷媒を冷却し、膨張機(60)から蒸発器(17)へ送られる冷媒のエンタルピを低下させている。このため、蒸発器(17)の出入口における冷媒のエンタルピ差を拡大することができ、蒸発器(17)で対象物を冷却する場合の冷却能力を増大させることができる。

図面の簡単な説明

[0019] [図1]図1は、実施形態1における空調機の冷媒回路を示す概略構成図である。

[図2]図2は、実施形態1における圧縮・膨張ユニットの概略断面図である。

[図3]図3は、実施形態1における膨張機の要部拡大図である。

[図4]図4は、実施形態1の膨張機におけるシャフトの回転角90° 毎の各ロータリ機構部の状態を示す断面図である。

[図5]図5は、冷媒回路での冷凍サイクルを示すモリエル線図(圧力-エンタルピ線図)である。

[図6]図6は、超臨界サイクルにおいて低圧圧力と放熱器出口での冷媒温度とを固定した場合の高圧圧力とCOPの関係図である。

[図7]図7は、実施形態2における空調機の冷媒回路を示す概略構成図である。

[図8]図8は、実施形態3における空調機の冷媒回路を示す概略構成図である。

[図9]図9は、実施形態3の変形例における空調機の冷媒回路を示す概略構成図である。

[図10]図10は、実施形態4における膨張機の構成と動作を示す概略断面図である。

[図11]図11は、超臨界サイクルの特性を示すモリエル線図(圧力-エンタルピ線図)である。

符号の説明

[0020]	15	冷媒回路
	16	放熱器
	17	蒸発器
	18	レシーバ
	20	内部熱交換器
	50	圧縮機
	53	圧縮室
	60	膨張機
	72	第1流体室
	73	第1高压室
	74	第1低压室
	82	第2流体室
	83	第2高压室
	84	第2低压室
	95	第1室
	96	第2室

発明を実施するための最良の形態

[0021] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0022] 《発明の実施形態1》

本発明の実施形態1について説明する。本実施形態の空調機(10)は、本発明に係る冷凍装置によって構成されている。

- [0023] 図1に示すように、上記空調機(10)は、冷媒回路(15)を備えている。この冷媒回路(15)には、二酸化炭素(CO_2)が冷媒として充填されている。また、冷媒回路(15)には、放熱器(16)と蒸発器(17)と圧縮・膨張ユニット(30)とが設けられている。放熱器(16)は、その入口側が圧縮・膨張ユニット(30)の吐出管(36)に接続され、その出口側が圧縮・膨張ユニット(30)の流入ポート(34)に接続されている。蒸発器(17)は、その入口側が圧縮・膨張ユニット(30)の流出ポート(35)に接続され、その出口側が圧縮・膨張ユニット(30)の吸入ポート(32)に接続されている。放熱器(16)と蒸発器(17)とは、それぞれ冷媒回路(15)の冷媒を空気と熱交換させる。
- [0024] 図2に示すように、圧縮・膨張ユニット(30)は、縦長で円筒形の密閉容器であるケーシング(31)を備えている。このケーシング(31)の内部には、下から上に向かって順に、圧縮機(50)と、電動機(45)と、膨張機(60)とが配置されている。
- [0025] 上記ケーシング(31)には、吐出管(36)が取り付けられている。この吐出管(36)は、電動機(45)と膨張機(60)の間に配置され、ケーシング(31)の内部空間に連通している。
- [0026] 上記電動機(45)は、ケーシング(31)の長手方向の中央部に配置されている。この電動機(45)は、ステータ(46)とロータ(47)とにより構成されている。ステータ(46)は、上記ケーシング(31)に固定されている。ロータ(47)は、ステータ(46)の内側に配置されている。また、ロータ(47)には、該ロータ(47)と同軸にシャフト(40)の主軸部(44)が貫通している。
- [0027] 上記シャフト(40)は、回転軸を構成している。このシャフト(40)では、その下端側に2つの下側偏心部(58,59)が形成され、その上端側に2つの大径偏心部(41,42)が形成されている。
- [0028] 2つの下側偏心部(58,59)は、主軸部(44)よりも大径に形成されており、下側のものが第1下側偏心部(58)を、上側のものが第2下側偏心部(59)をそれぞれ構成している。第1下側偏心部(58)と第2下側偏心部(59)とでは、主軸部(44)の軸心に対する偏心方向が逆になっている。
- [0029] 2つの大径偏心部(41,42)は、主軸部(44)よりも大径に形成されており、下側のものが第1大径偏心部(41)を構成し、上側のものが第2大径偏心部(42)を構成している。

。第1大径偏心部(41)と第2大径偏心部(42)とは、何れも同じ方向へ偏心している。第2大径偏心部(42)の外径は、第1大径偏心部(41)の外径よりも大きくなっている。また、主軸部(44)の軸心に対する偏心量は、第2大径偏心部(42)の方が第1大径偏心部(41)よりも大きくなっている。

[0030] 圧縮機(50)は、揺動ピストン型のロータリ圧縮機を構成している。この圧縮機(50)は、シリンダ(51,52)とピストン(57)を2つずつ備えている。圧縮機(50)では、下から上へ向かって順に、リアヘッド(55)と、第1シリンダ(51)と、中間プレート(56)と、第2シリンダ(52)と、フロントヘッド(54)とが積層された状態となっている。

[0031] 第1及び第2シリンダ(51,52)の内部には、円筒状のピストン(57)が1つずつ配置されている。図示しないが、ピストン(57)の側面には平板状のブレードが突設されており、このブレードは揺動プッシュを介してシリンダ(51,52)に支持されている。第1シリンダ(51)内のピストン(57)は、シャフト(40)の第1下側偏心部(58)と係合する。一方、第2シリンダ(52)内のピストン(57)は、シャフト(40)の第2下側偏心部(59)と係合する。各ピストン(57,57)は、その内周面が下側偏心部(58,59)の外周面と摺接し、その外周面がシリンダ(51,52)の内周面と摺接する。そして、ピストン(57,57)の外周面とシリンダ(51,52)の内周面との間に圧縮室(53)が形成される。

[0032] 第1及び第2シリンダ(51,52)には、それぞれ吸入ポート(33)が1つずつ形成されている。各吸入ポート(33)は、シリンダ(51,52)を半径方向に貫通し、その終端がシリンダ(51,52)の内周面に開口している。また、各吸入ポート(33)は、配管によってケーシング(31)の外部へ延長されている。

[0033] フロントヘッド(54)及びリアヘッド(55)には、それぞれ吐出ポートが1つずつ形成されている。フロントヘッド(54)の吐出ポートは、第2シリンダ(52)内の圧縮室(53)をケーシング(31)の内部空間と連通させる。リアヘッド(55)の吐出ポートは、第1シリンダ(51)内の圧縮室(53)をケーシング(31)の内部空間と連通させる。また、各吐出ポートは、その終端にリード弁からなる吐出弁が設けられており、この吐出弁によって開閉される。尚、図2において、吐出ポート及び吐出弁の図示は省略する。そして、圧縮機(50)からケーシング(31)の内部空間へ吐出されたガス冷媒は、吐出管(36)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)から送り出される。

- [0034] 上記膨張機(60)は、いわゆる揺動ピストン型の流体機械で構成されている。この膨張機(60)には、対になったシリンダ(71,81)及びピストン(75,85)が二組設けられている。また、膨張機(60)には、フロントヘッド(61)と、中間プレート(63)と、リアヘッド(62)とが設けられている。
- [0035] 上記膨張機(60)では、下から上へ向かって順に、フロントヘッド(61)、第1シリンダ(71)、中間プレート(63)、第2シリンダ(81)、リアヘッド(62)が積層された状態となっている。この状態において、第1シリンダ(71)は、その下側端面がフロントヘッド(61)により閉塞され、その上側端面が中間プレート(63)により閉塞されている。一方、第2シリンダ(81)は、その下側端面が中間プレート(63)により閉塞され、その上側端面がリアヘッド(62)により閉塞されている。また、第2シリンダ(81)の内径は、第1シリンダ(71)の内径よりも大きくなっている。上記シャフト(40)は、積層された状態のフロントヘッド(61)、第1シリンダ(71)、中間プレート(63)、第2シリンダ(81)、及びリアヘッド(62)を貫通している。
- [0036] 図3、図4に示すように、第1シリンダ(71)内には第1ピストン(75)が、第2シリンダ(81)内には第2ピストン(85)がそれぞれ設けられている。第1及び第2ピストン(75,85)は、何れも円環状あるいは円筒状に形成されている。第1ピストン(75)の外径と第2ピストン(85)の外径とは、互いに等しくなっている。そして、第1ピストン(75)には第1大径偏心部(41)が、第2ピストン(85)には第2大径偏心部(42)がそれぞれ貫通している。第1シリンダ(71)内には、その内周面と第1ピストン(75)の外周面との間に第1流体室(72)が形成される。第2シリンダ(81)内には、その内周面と第2ピストン(85)の外周面との間に第2流体室(82)が形成される。
- [0037] 上記第1及び第2ピストン(75,85)のそれぞれには、ブレード(76,86)が1つずつ一体に設けられている。ブレード(76,86)は、ピストン(75,85)の半径方向へ延びる板状に形成されており、ピストン(75,85)の外周面から外側へ突出している。
- [0038] 上記各シリンダ(71,81)には、一対のブッシュ(77,87)が一組ずつ設けられている。各ブッシュ(77,87)は、内側面が平面となって外側面が円弧面となるように形成された小片である。一対のブッシュ(77,87)は、ブレード(76,86)を挟み込んだ状態で設置されている。各ブッシュ(77,87)は、その内側面がブレード(76,86)と、その外側面がシリ

ンダ(71,81)と摺動する。そして、ピストン(75,85)と一体のブレード(76,86)は、ブッシュ(77,87)を介してシリンダ(71,81)に支持され、シリンダ(71,81)に対して回転自在で且つ進退自在となっている。尚、上記第1シリンダ(71)と第2シリンダ(81)とは、それぞれの周方向におけるブッシュ(77,87)の位置が一致する姿勢で配置されている。

[0039] 第1シリンダ(71)内の第1流体室(72)は、第1ピストン(75)と一体の第1ブレード(76)によって仕切られており、図4における第1ブレード(76)の左側が高圧側の第1高圧室(73)となり、その右側が低圧側の第1低圧室(74)となっている。第2シリンダ(81)内の第2流体室(82)は、第2ピストン(85)と一体の第2ブレード(86)によって仕切られており、図4における第2ブレード(86)の左側が高圧側の第2高圧室(83)となり、その右側が低圧側の第2低圧室(84)となっている。

[0040] 上記第1シリンダ(71)には、流入ポート(34)が形成されている。流入ポート(34)は、第1シリンダ(71)の内周面のうち、図3、図4におけるブッシュ(77)のやや左側の箇所に開口している。流入ポート(34)は、第1高圧室(73)と連通可能となっている。一方、上記第2シリンダ(81)には、流出ポート(35)が形成されている。流出ポート(35)は、第2シリンダ(81)の内周面のうち、図3、図4におけるブッシュ(87)のやや右側の箇所に開口している。流出ポート(35)は、第2低圧室(84)と連通可能となっている。

[0041] 上記中間プレート(63)には、連通路(64)が形成されている。この連通路(64)は、中間プレート(63)を厚み方向へ貫通している。中間プレート(63)における第1シリンダ(71)側の面では、第1ブレード(76)の右側の箇所に連通路(64)の一端が開口している。中間プレート(63)における第2シリンダ(81)側の面では、第2ブレード(86)の左側の箇所に連通路(64)の他端が開口している。そして、図3に示すように、連通路(64)は、中間プレート(63)の厚み方向に対して斜めに延びており、第1低圧室(74)と第2高圧室(83)とを互いに連通させている。

[0042] 以上のように構成された上記膨張機(60)では、第1シリンダ(71)と、そこに設けられたブッシュ(77)と、第1ピストン(75)と、第1ブレード(76)とが第1ロータリ機構部(70)を構成している。また、第2シリンダ(81)と、そこに設けられたブッシュ(87)と、第2ピストン(85)と、第2ブレード(86)とが第2ロータリ機構部(80)を構成している。また、この膨張機(60)では、第1ロータリ機構部(70)の押しのけ容積(即ち第1流体室(72)の最

大容積)に比べて、第2ロータリ機構部(80)の押しのけ容積(即ち第2流体室(82)の最大容積)の方が大きくなっている。

[0043] 上述のように、上記膨張機(60)では、第1ブレード(76)が第1シリンダ(71)の外側へ最も退くタイミングと、第2ブレード(86)が第2シリンダ(81)の外側へ最も退くタイミングとが同期している。つまり、第1ロータリ機構部(70)において第1低压室(74)の容積が減少してゆく過程と、第2ロータリ機構部(80)において第2高压室(83)の容積が増加してゆく過程とが同期している(図4参照)。また、上述のように、第1ロータリ機構部(70)の第1低压室(74)と、第2ロータリ機構部(80)の第2高压室(83)とは、連通路(64)を介して互いに連通している。そして、第1低压室(74)と連通路(64)と第2高压室(83)とによって1つの閉空間が形成され、この閉空間が膨張室(66)を構成する。

[0044] 一運転動作—

上記空調機(10)では、冷媒回路(15)で冷媒を循環させることで冷凍サイクルが行われる。冷房運転時には、放熱器(16)へ送られた室外空気に対して冷媒が放熱し、蒸発器(17)へ送られた室内空気から冷媒が吸熱する。これによって室内空気が冷却される。一方、暖房運転時には、放熱器(16)へ送られた室内空気に対して冷媒が放熱し、蒸発器(17)へ送られた室外空気から冷媒が吸熱する。これによって室内空気が加熱される。

[0045] 〈冷媒回路での冷凍サイクル〉

上記冷媒回路(15)での冷凍サイクルについて、図5のモリエル線図(圧力-エンタルピ線図)を参照しながら説明する。

[0046] 圧縮機(50)へは、同図の点Aに示す状態の冷媒が吸入される。圧縮機(50)では、点Aの状態の冷媒が圧縮されて点Bの状態となる。点Bの状態では、冷媒の圧力がその臨界圧力 P_c よりも高くなっている。点Bの状態となって圧縮機(50)から吐出された冷媒は、放熱器(16)へと送られる。放熱器(16)では、点Bの状態の冷媒が空気へ放熱し、圧力一定のままエンタルピが低下して点Cの状態となる。点Bの状態から点Cの状態になるまでの間は、冷媒の温度が次第に低下してゆく。

[0047] 点Cの状態となって放熱器(16)から流出した冷媒は、膨張機(60)へ導入される。膨張機(60)では、点Cの状態の冷媒が断熱膨張し、この冷媒からの動力回収が行われ

る。この膨張機(60)において、冷媒は、概ね等エントロピ線に沿って点Cの状態から点Dの状態へ変化する。点Dの状態となって膨張機(60)から流出した冷媒は、蒸発器(17)へと送られる。蒸発器(17)では、点Dの状態の冷媒が空気から吸熱し、圧力一定のままエンタルピが増加して点Aの状態となる。点Dの状態から点Aの状態になるまでの間は、冷媒の温度が一定となる。点Aの状態となって蒸発器(17)から流出した冷媒は、圧縮機(50)へ吸入されて再び圧縮される。

[0048] 〈膨張機の動作〉

膨張機(60)の動作について、図4を参照しながら説明する。

[0049] 先ず、第1ロータリ機構部(70)の第1高圧室(73)へ超臨界状態の高圧冷媒が流入する過程について説明する。回転角が 0° の状態からシャフト(40)が僅かに回転すると、第1ピストン(75)と第1シリンダ(71)の接触位置が流入ポート(34)の開口部を通過し、流入ポート(34)から第1高圧室(73)へ高圧冷媒が流入し始める。その後、シャフト(40)の回転角が 90° 、 180° 、 270° と次第に大きくなるにつれて、第1高圧室(73)へ高圧冷媒が流入してゆく。この第1高圧室(73)への高圧冷媒の流入は、シャフト(40)の回転角が 360° に達するまで続く。

[0050] 次に、膨張機(60)において冷媒が膨張する過程について説明する。回転角が 0° の状態からシャフト(40)が僅かに回転すると、第1低圧室(74)と第2高圧室(83)が連通路(64)を介して互いに連通し、第1低圧室(74)から第2高圧室(83)へと冷媒が流入し始める。その後、シャフト(40)の回転角が 90° 、 180° 、 270° と次第に大きくなるにつれ、第1低圧室(74)の容積が次第に減少すると同時に第2高圧室(83)の容積が次第に増加し、結果として膨張室(66)の容積が次第に増加してゆく。この膨張室(66)の容積増加は、シャフト(40)の回転角が 360° に達する直前まで続く。膨張室(66)内の冷媒は、膨張室(66)の容積が増加する過程で圧力低下しながら膨張する。そして、第1高圧室(73)と第1低圧室(74)の内圧差、及び第2高圧室(83)と第2低圧室(84)の内圧差によってトルクが発生し、このトルクによってシャフト(40)が回転駆動される。このように、第1低圧室(74)内の冷媒は、連通路(64)を通過して第2高圧室(83)へ膨張しながら流入してゆく。

[0051] 最後に、第2ロータリ機構部(80)の第2低圧室(84)から冷媒が流出してゆく過程に

について説明する。第2低压室(84)は、シャフト(40)の回転角が 0° の時点から流出ポート(35)に連通し始める。つまり、第2低压室(84)から流出ポート(35)へと冷媒が流出し始める。その後、シャフト(40)の回転角が 90° , 180° , 270° と次第に大きくなってゆき、その回転角が 360° に達するまでの間に亘って、第2低压室(84)から膨張後の低压冷媒が流出してゆく。

[0052] ー膨張機の仕様ー

上述のように、上記膨張機(60)では、第1ロータリ機構部(70)の押しのけ容積に比べて、第2ロータリ機構部(80)の押しのけ容積の方が大きくなっている。第1ロータリ機構部(70)の押しのけ容積は、第1流体室(72)の最大容積、即ち流入ポート(34)から遮断された直後における第1流体室(72)の容積である。第2ロータリ機構部(80)の押しのけ容積は、第2流体室(82)の最大容積、即ち流出ポート(35)に連通する直前における第2流体室(82)の容積である。

[0053] ここでは、上記膨張機(60)において各ロータリ機構部(70,80)の押しのけ容積がどのように設定されているかを説明する。

[0054] 上記空調機(10)では、放熱器(16)及び蒸発器(17)において冷媒が室内空気又は室外空気と熱交換する。そこで、室内空気や室外空気の状態を考慮して、設計基準となる基準運転条件での冷凍サイクルの低压圧力(基準低压 P_L)と放熱器(16)の出口における冷媒温度(基準冷媒温度 T_2)とが設定される。また、空調機(10)に要求される空調能力を想定すれば、その空調能力を得るために必要な冷媒回路(15)での冷媒循環量(冷媒流量)が決まり、それに応じて圧縮機の吸入容積 v_1 が設定される。また、膨張機(60)が1本のシャフト(40)で圧縮機(50)と連結されているため、膨張機(60)と圧縮機(50)はそれぞれの回転速度が同じになる。つまり、膨張機(60)の回転速度に対する圧縮機(50)の回転速度の比 r は「1」となる。

[0055] 上述のように、高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上となる冷凍サイクル(いわゆる超臨界サイクル)では、室内空気や室外空気の状態を考慮するだけでは冷凍サイクルの高圧圧力を設定できない。一方、図6に示すように、超臨界サイクルでは、冷凍サイクルの低压圧力と放熱器(16)の出口における冷媒温度を固定すると、冷凍サイクルの高圧圧力に応じて冷凍サイクルのCOP(成績係数)が変化し、この高圧圧力が特定

の値となった場合に冷凍サイクルのCOPが最高となる。

- [0056] 尚、同図に示すグラフの縦軸は、放熱器(16)で対象物を加熱する場合のCOPであって、 $\Delta h_{BC} / (\Delta h_{BA} - \Delta h_{CD})$ で表される値である。図5に示すように、 Δh_{BC} は放熱器(16)において冷媒が対象物へ放熱する熱量を、 Δh_{BA} は圧縮機で冷媒を圧縮するために必要な動力を、 Δh_{CD} は膨張機で冷媒から回収される動力を、それぞれ冷媒1kg当たりの値として表したものである。
- [0057] 本実施形態の膨張機(60)では、“冷凍サイクルの低圧圧力と放熱器(16)の出口における冷媒温度を固定するとCOPが最高となる高圧圧力が一義的に決まる”という超臨界サイクルの特性に着目し、この特性を利用して各ロータリ機構部(70,80)の押しのけ容積を設定している。
- [0058] この点について詳しく説明する。上記圧縮機(50)が飽和ガス冷媒を吸入すると仮定すると、圧縮機(50)の吸入冷媒の密度は、基準低圧における飽和ガス冷媒の密度 ρ_1 となる。上記圧縮機(50)が1回転する毎に吐出される冷媒量は、基準低圧における飽和ガス冷媒の密度 ρ_1 に圧縮機の吸入容積 v_1 を乗じた値 ($\rho_1 \cdot v_1$) となる。上記基準高圧及び基準冷媒温度における冷媒の密度、即ち膨張機(60)へ導入される冷媒の密度を ρ_2 とする。膨張機(60)へ導入される冷媒量は、圧縮機(50)から吐出される冷媒量と等しいのが理想である。このため、第1ロータリ機構部(70)の押しのけ容積、即ち第1流体室(72)の最大容積 v_2 は、 $v_2 = \rho_1 \cdot v_1 \cdot r / \rho_2$ に設定される。
- [0059] 膨張機(60)で冷媒が断熱膨張すると仮定すると、膨張機(60)の出口における冷媒の密度 ρ_3 が決まる。膨張機(60)から流出する冷媒量は、膨張機(60)へ導入される冷媒量と常に等しくなる。このため、第2ロータリ機構部(80)の押しのけ容積、即ち第2流体室(82)の最大容積 v_3 は、 $v_3 = \rho_2 \cdot v_2 / \rho_3$ に設定される。
- [0060] 具体例を示す。設計基準となる基準運転条件での冷媒蒸発温度を0℃に、放熱器(16)出口での冷媒温度を35℃にそれぞれ設定した場合について説明する。この場合、基準冷媒温度は、35℃に設定される。一方、基準低圧は、冷媒である二酸化炭素(CO₂)の蒸発温度が0℃となる圧力3.5MPaに設定される。基準低圧3.5MPaにおける飽和ガス冷媒の密度 ρ_1 は、97.32kg/m³である。また、基準低圧が3.5MPaで基準冷媒温度が35℃の運転条件において、冷凍サイクルのCOPが最高となる高圧

圧力、即ち基準高圧は9MPaとなる(図6を参照)。基準高圧9MPaで基準冷媒温度35℃の状態における冷媒の密度 ρ_2 は、662.5kg/m³である。また、基準高圧9MPaで基準冷媒温度35℃の状態から基準低圧3.5MPaまで断熱膨張した冷媒の密度 ρ_3 は、220kg/m³である。従って、第1ロータリ機構部(70)の押しのけ容積は $v_2 = (97.32/662.5)v_1 = 0.15v_1$ に設定され、第2ロータリ機構部(80)の押しのけ容積は、 $v_3 = (662.5/220)v_2 = 0.44v_1$ に設定される。

[0061] 一実施形態1の効果一

本実施形態では、冷凍サイクルの低圧圧力(基準低圧)と放熱器(16)の出口における冷媒温度(基準冷媒温度)とが一定の条件下ではCOPが最高となる冷凍サイクルの高圧圧力(基準高圧)が一義的に決まるという超臨界サイクルの特性に着目し、この特性を利用して仕様が決定された膨張機(60)を冷凍装置としての空調機(10)に設けている。従って、本実施形態によれば、空調機(10)の運転条件において最適な仕様の膨張機(60)を用いることができ、膨張機(60)で冷媒から回収される動力を増大させて空調機(10)のCOPを高めることが可能となる。

[0062] 《発明の実施形態2》

本発明の実施形態2について説明する。ここでは、本実施形態の空調機(10)について、上記実施形態1と異なる点を説明する。

[0063] 図7に示すように、上記空調機(10)の冷媒回路(15)には、レシーバ(18)が設けられている。レシーバ(18)は、円筒形の密閉容器状に形成されており、蒸発器(17)の出口側と圧縮機(50)の吸入側との間に設置される。レシーバ(18)の内部には、冷媒回路(15)に充填された冷媒の一部が液冷媒の状態で貯留される。レシーバ(18)内の液冷媒の量が増減すると、それに伴って冷媒回路(15)内を循環する冷媒量が変化する。

[0064] 本実施形態の冷媒回路(15)では、蒸発器(17)から流出した冷媒がレシーバ(18)へ導入され、レシーバ(18)内の冷媒が圧縮機(50)へ吸入される。レシーバ(18)内には液冷媒が存在しているため、圧縮機(50)へ吸入されるレシーバ(18)内の冷媒は、飽和状態となっている。つまり、蒸発器(17)の出口において冷媒が過熱状態となる運転状態においても、圧縮機(50)が吸入する冷媒は飽和状態に保たれる。

[0065] 上記実施形態1の説明において述べたように、膨張機(60)における各ロータリ機構部(70,80)の押しのけ容積は、圧縮機(50)の吸入冷媒が飽和ガス冷媒であることを前提に設定されている。このため、レシーバ(18)を設けることで運転条件に拘わらず圧縮機(50)の吸入冷媒を飽和状態に保つようにすれば、冷媒回路(15)における冷凍サイクルの条件を設計時に想定した運転状態に近づけることができ、冷媒回路(15)での冷凍サイクルを安定化させることが可能となる。

[0066] 《発明の実施形態3》

本発明の実施形態3について説明する。ここでは、本実施形態の空調機(10)について、上記実施形態2と異なる点を説明する。

[0067] 図8に示すように、上記空調機(10)の冷媒回路(15)には、内部熱交換器(20)が設けられている。内部熱交換器(20)には、第1流路(21)と第2流路(22)とが設けられている。第1流路(21)は、その入口側が放熱器(16)に、その出口側が膨張機(60)の流入ポート(34)にそれぞれ接続されている。第2流路(22)は、その入口側が蒸発器(17)に、その出口側がレシーバ(18)を介して圧縮機(50)の吸入ポート(32)にそれぞれ接続されている。

[0068] 内部熱交換器(20)では、放熱器(16)から膨張機(60)へ向かう冷媒が、蒸発器(17)からレシーバ(18)へ向かう冷媒との熱交換によって冷却される。膨張機(60)へ流入する冷媒は、内部熱交換器(20)で冷却されることによって、そのエンタルピが低下する。それに伴って、膨張機(60)から蒸発器(17)へ送られる冷媒のエンタルピも低下する。このため、蒸発器(17)の出入口における冷媒のエンタルピ差を拡大することができ、蒸発器(17)において冷媒が空気から吸熱する熱量を増大させることができる。従って、本実施形態によれば、内部熱交換器(20)を設けることによって空調機(10)の冷房能力を高めることが可能となる。

[0069] ー実施形態3の変形例ー

本実施形態の冷媒回路(15)では、図9に示すように、内部熱交換器(20)の第2流路(22)をレシーバ(18)と圧縮機(50)の間に接続してもよい。具体的に、本変形例における内部熱交換器(20)の第2流路(22)は、その入口側がレシーバ(18)を介して蒸発器(17)に、その出口側が圧縮機の吸入ポート(32)にそれぞれ接続される。本変

形例の内部熱交換器(20)においても、放熱器(16)から膨張機(60)へ向かう冷媒が蒸発器(17)から圧縮機(50)へ向かう冷媒との熱交換によって冷却され、蒸発器(17)の出入口における冷媒のエンタルピー差が拡大する。

[0070] 《発明の実施形態4》

本発明の実施形態4について説明する。本実施形態は、上記実施形態1において膨張機(60)の構成を変更したものである。

[0071] 図10に示すように、本実施形態の膨張機(60)は、スクロール型の流体機械によって構成されている。この膨張機(60)は、可動スクロール(91)と固定スクロール(93)とを備えている。可動スクロール(91)は、可動側ラップ(92)を備えている。可動側ラップ(92)は、上端がインボリュート曲線を描く渦巻壁状に形成されている。可動スクロール(91)は、シャフト(40)に係合されており、自転運動を規制された状態で公転運動だけを行う。固定スクロール(93)は、固定側ラップ(94)を備えている。可動側ラップ(92)は、可動側ラップ(92)に対応した渦巻壁状に形成されており、その両側面が公転運動する固定側ラップ(94)の包絡面を構成している。また、固定スクロール(93)には、その中央部に流入ポート(34)が開口し、その周縁部に流出ポート(35)が開口している。

[0072] 上記膨張機(60)では、可動スクロール(91)の可動側ラップ(92)と、固定スクロール(93)の固定側ラップ(94)とが互いに噛み合わされている。そして、可動側ラップ(92)と固定側ラップ(94)の間には、共に流体室である第1室(95)と第2室(96)とが対になって形成される。同図の(A)～(D)に順次示すように、可動スクロール(91)が移動すると、第1室(95)及び第2室(96)の容積が変化する。

[0073] 図10(A)は、第1室(95)及び第2室(96)が流入ポート(34)から遮断された直後の状態を示している。この状態では、第1室(95)及び第2室(96)の各容積が最小となっている。本実施形態の膨張機(60)では、この状態における第1室(95)の容積と第2室(96)の容積との和が v_2 となる。一方、図10(D)は、第1室(95)及び第2室(96)が流出ポート(35)に連通する直前の状態を示している。この状態では、第1室(95)及び第2室(96)の容積が最大となっている。本実施形態の膨張機(60)では、この状態における第1室(95)の容積と第2室(96)の容積との和が v_3 となる。

[0074] なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

産業上の利用可能性

[0075] 以上説明したように、本発明は、膨張機を備えると共に高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上に設定された冷凍サイクルを行う冷凍装置について有用である。

請求の範囲

- [1] 圧縮機(50)と放熱器(16)と膨張機(60)と蒸発器(17)とが接続された冷媒回路(15)を備え、該冷媒回路(15)で冷媒を循環させて高圧圧力が冷媒の臨界圧力以上となる冷凍サイクルを行う冷凍装置であって、

上記圧縮機(50)と膨張機(60)は、何れも流体室の容積が変化する容積型流体機械で構成されると共に、一方の回転速度に対する他方の回転速度の比が一定となる状態で互いに連結される一方、

設計基準となる基準運転条件での冷凍サイクルの低圧圧力と放熱器(16)の出口における冷媒温度をそれぞれ基準低圧と基準冷媒温度とし、

上記基準運転状態において冷凍サイクルの成績係数が最高となる冷凍サイクルの高圧圧力を基準高圧とし、

上記基準低圧における飽和ガス冷媒の密度を ρ_1 とし、

上記基準高圧及び基準冷媒温度における冷媒の密度を ρ_2 とし、

上記基準高圧及び基準冷媒温度の冷媒を上記基準低圧まで断熱膨張させたものの密度を ρ_3 とし、

上記圧縮機(50)において流体室が吸入側から遮断された直後における該流体室の容積を v_1 とし、

上記圧縮機(50)の回転速度の上記膨張機(60)の回転速度に対する比を r とした場合に、

上記膨張機(60)において流体室が流入側から遮断された直後における該流体室の容積 v_2 が $v_2 = \rho_1 \cdot v_1 \cdot r / \rho_2$ となり、

上記膨張機(60)において流体室が流出側に連通する直前における該流体室の容積 v_3 が $v_3 = \rho_2 \cdot v_2 / \rho_3$ となっている冷凍装置。

- [2] 請求項1に記載の冷凍装置において、

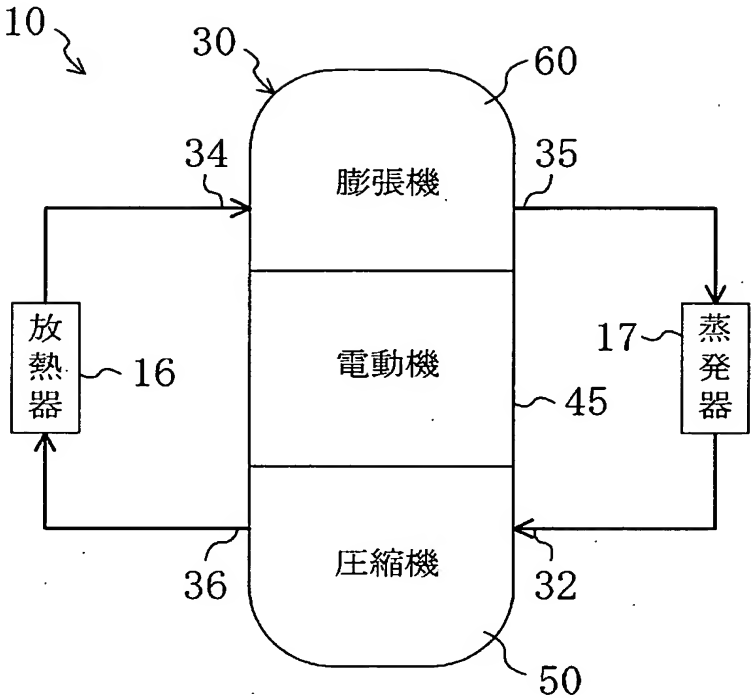
冷媒回路(15)では、蒸発器(17)の出口側と圧縮機(50)の吸入側との間にレシーバ(18)が設けられている冷凍装置。

- [3] 請求項1に記載の冷凍装置において、

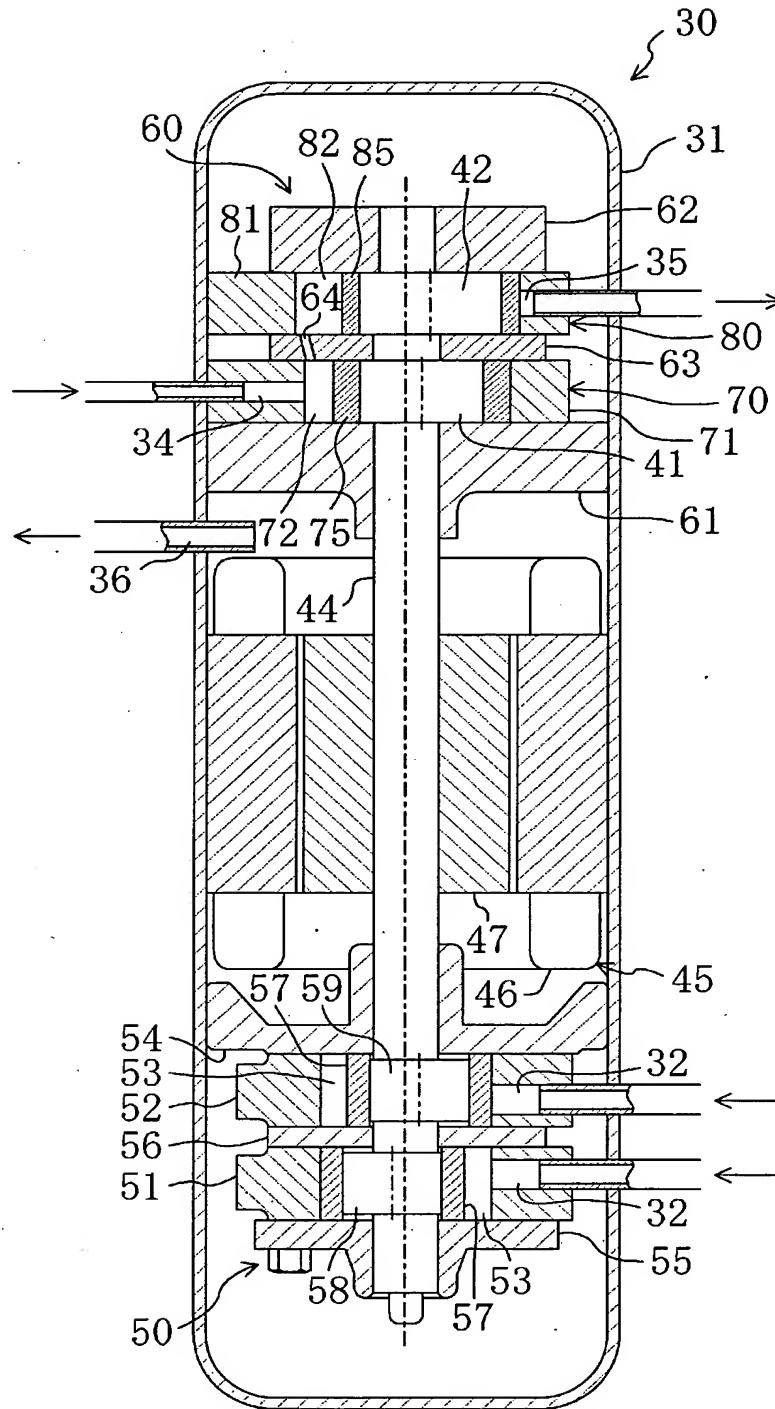
冷媒回路(15)には、放熱器(16)から膨張機(60)へ向かう冷媒と蒸発器(17)から圧

縮機(50)へ向かう冷媒とを熱交換させる内部熱交換器(20)が設けられている冷凍装置。

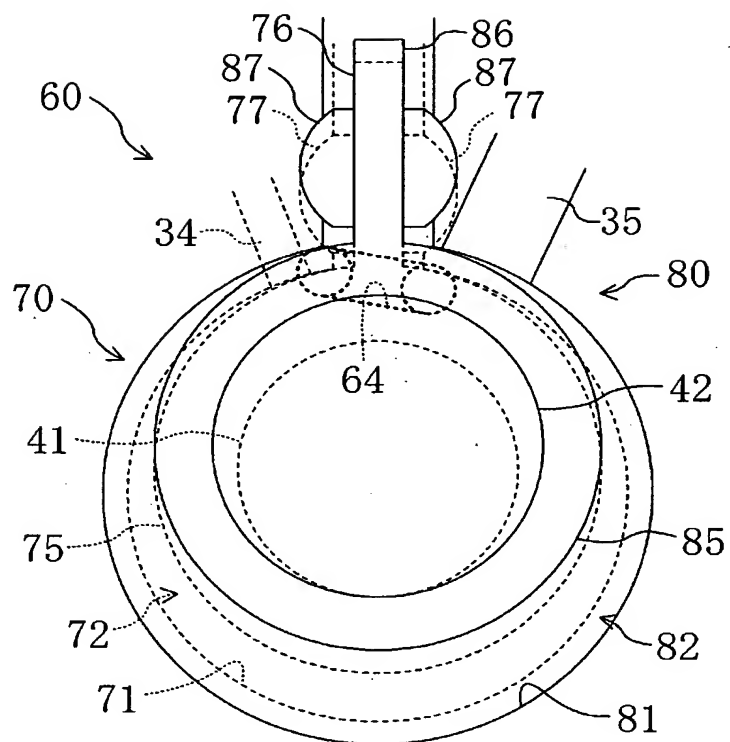
[図1]



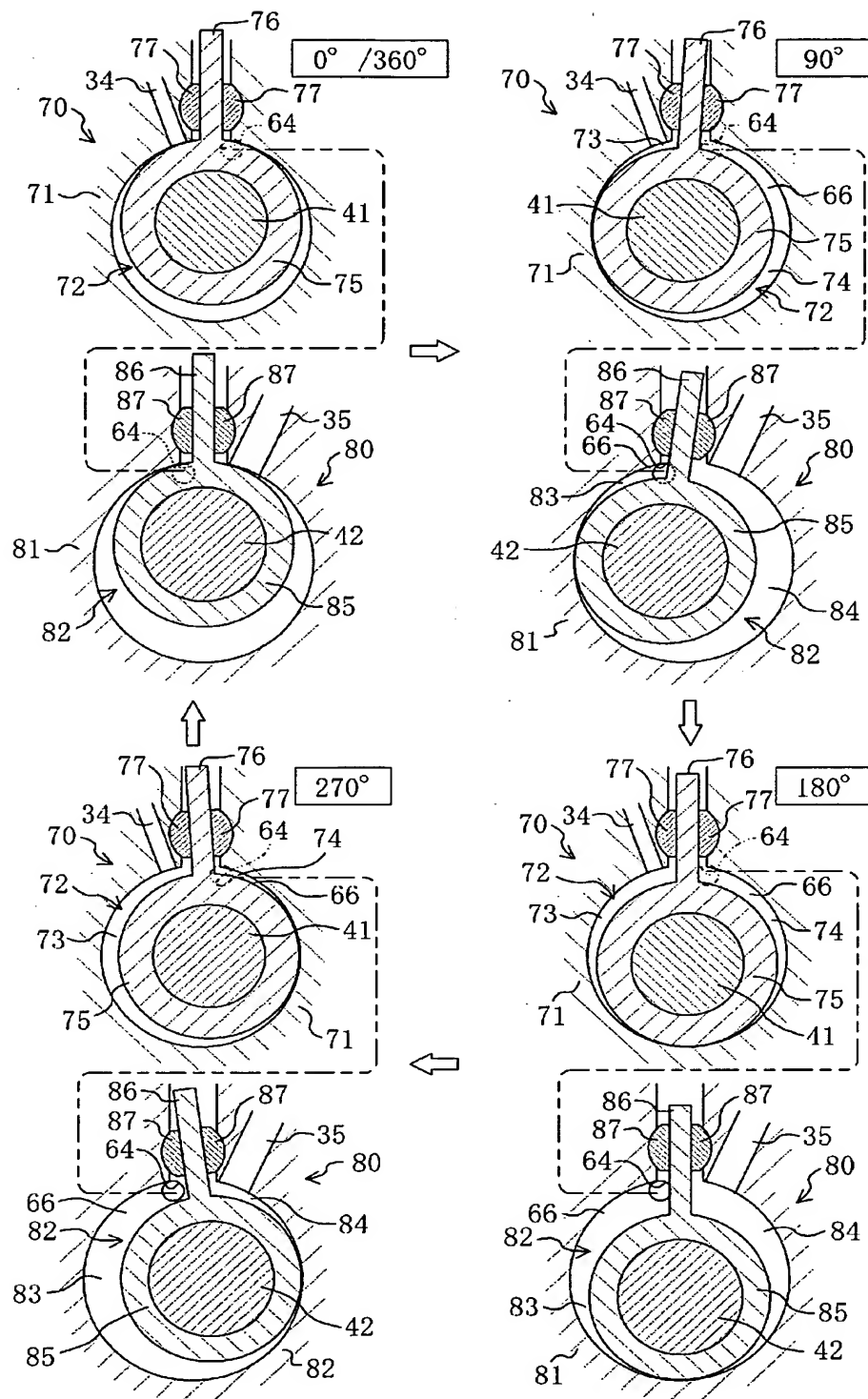
[図2]



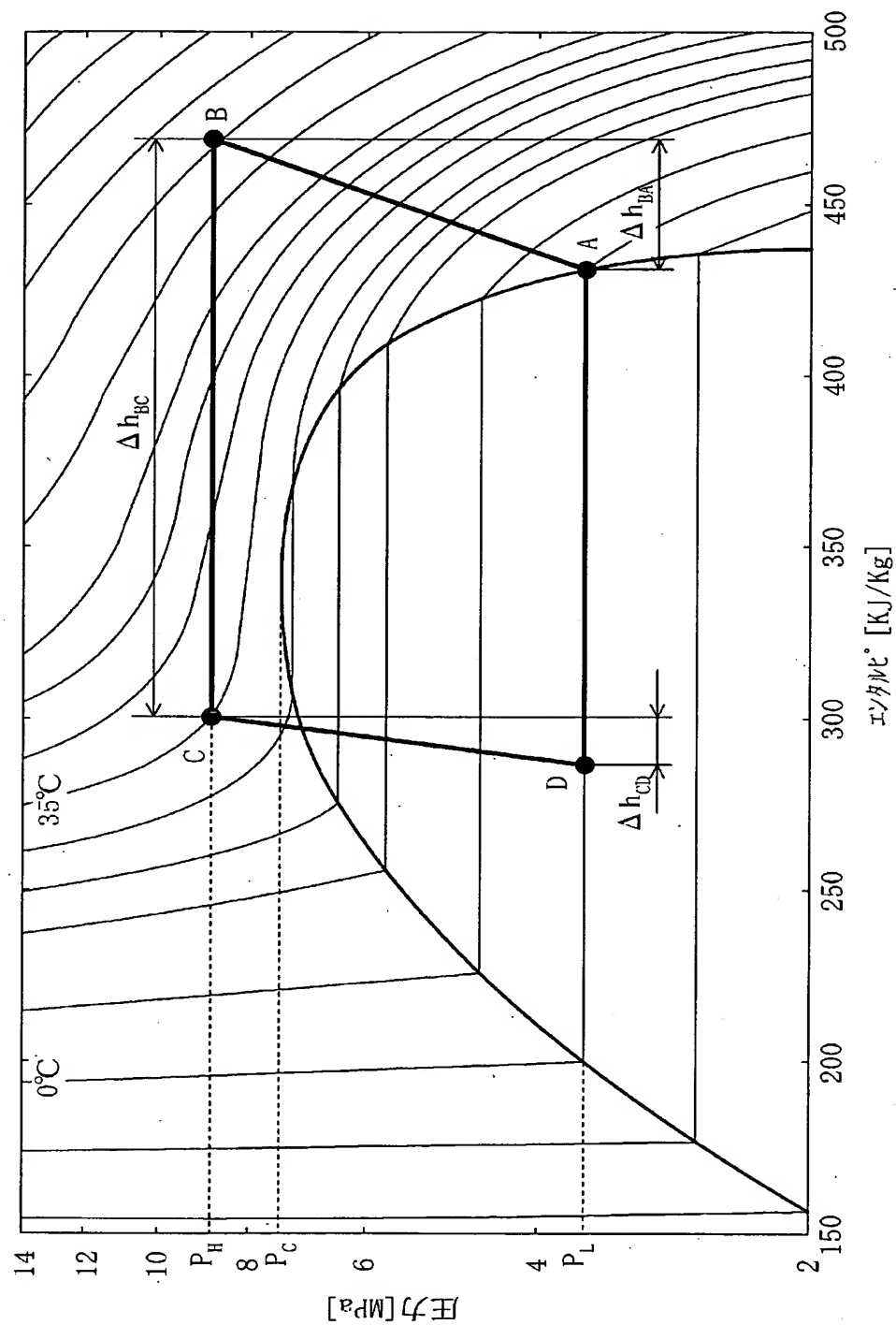
[図3]



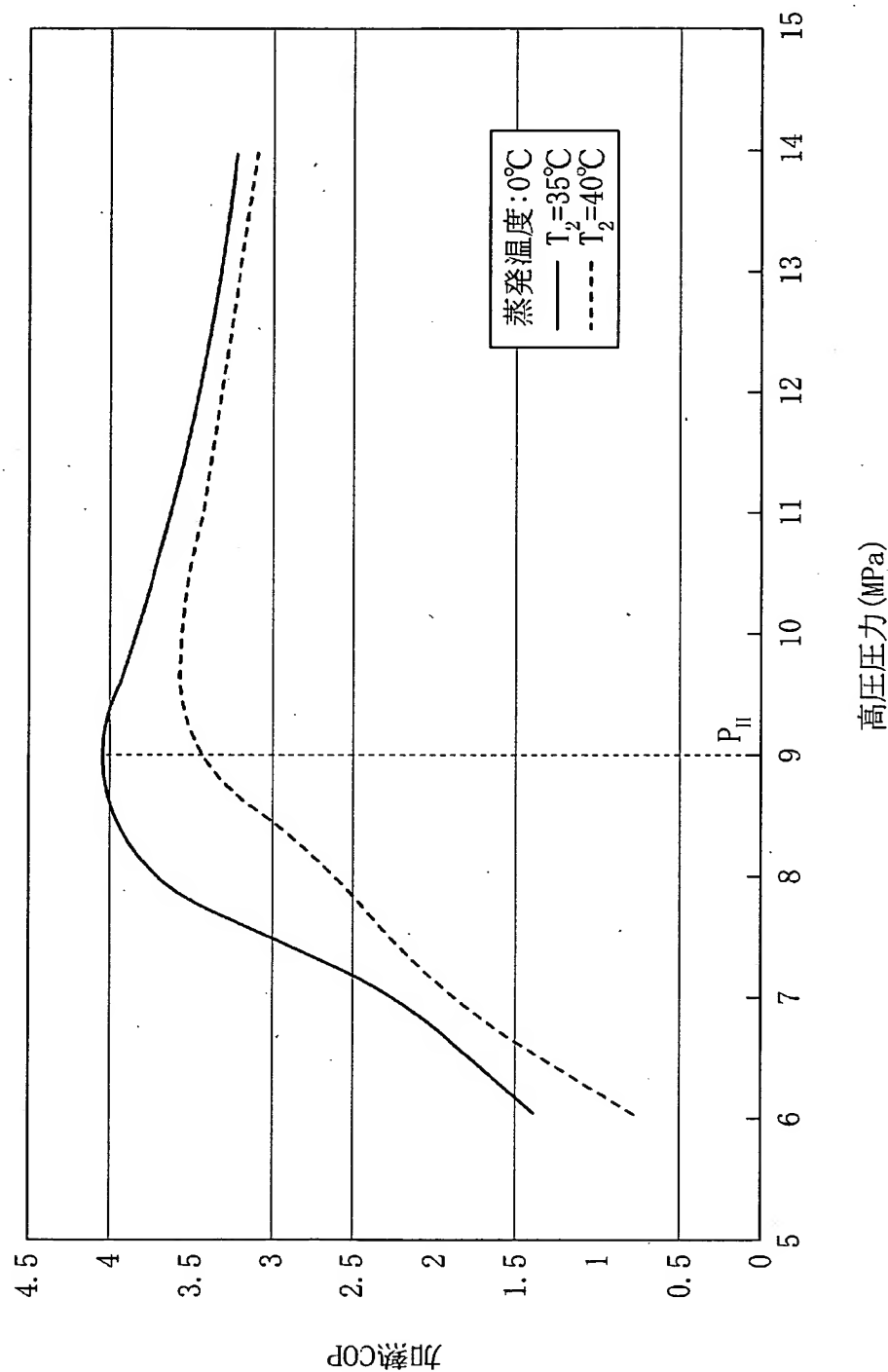
[図4]



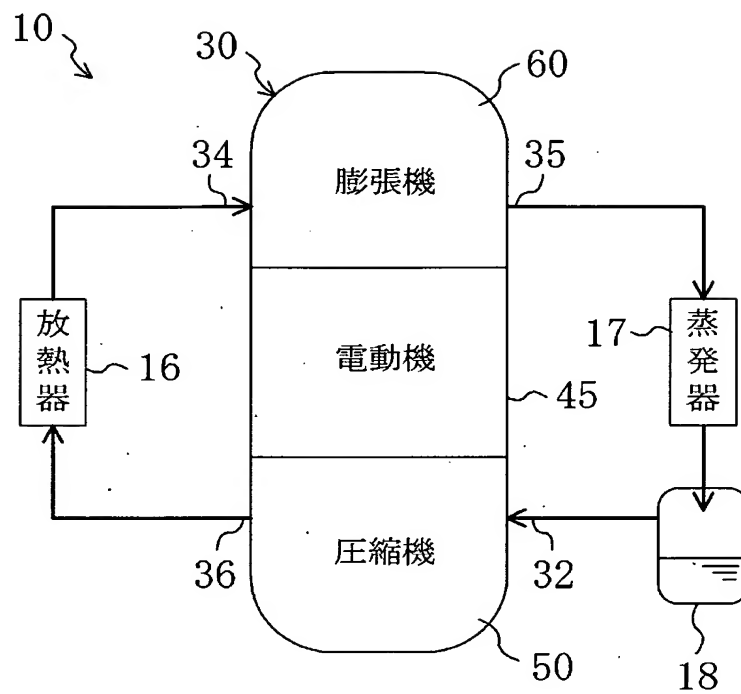
[図5]



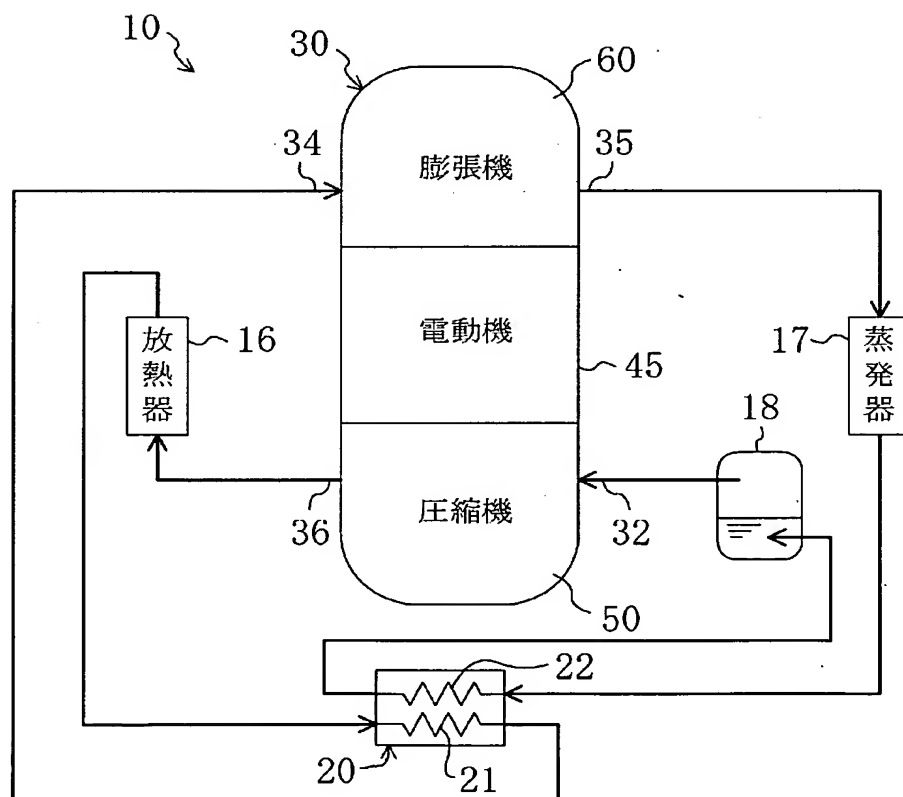
[図6]



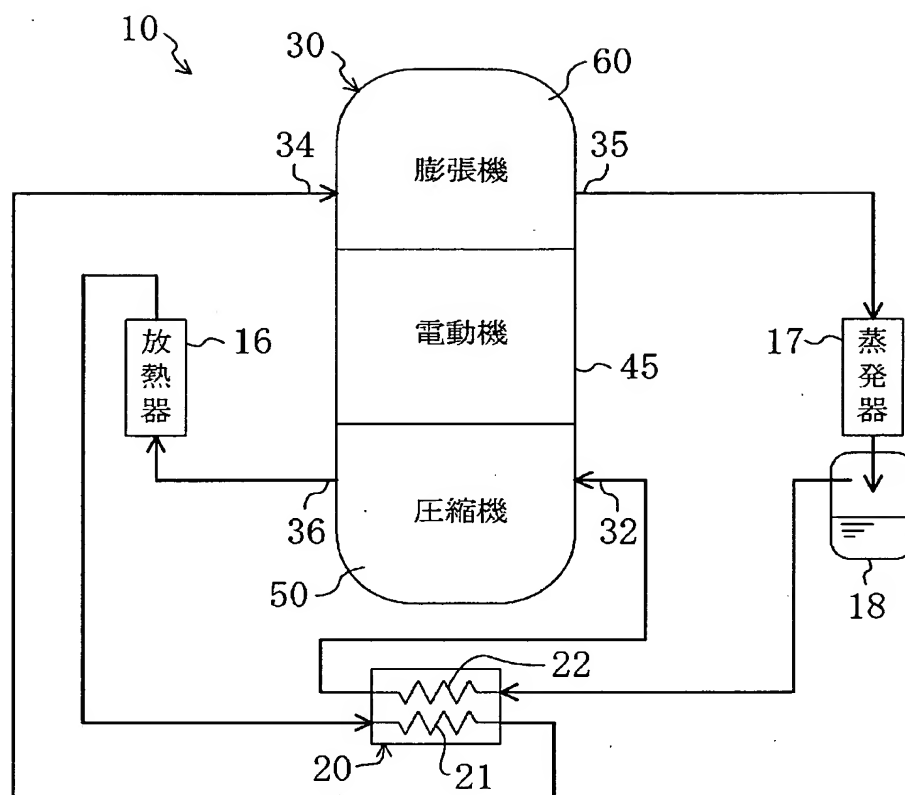
[図7]



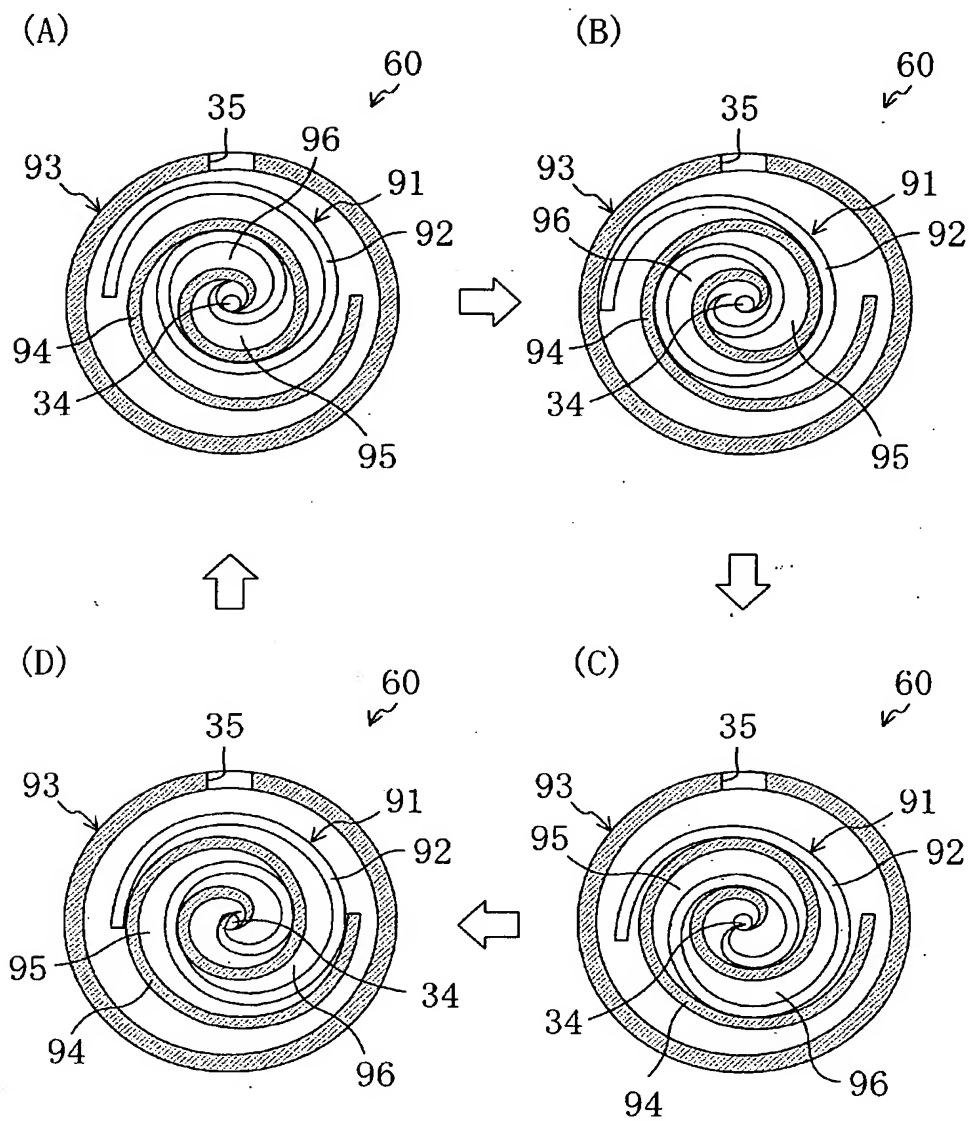
[図8]



[図9]



[図10]



[図11]

